

⑨ 日本国特許庁 (JP)
⑩ 公開特許公報 (A)

⑪ 特許出願公開
昭59—170552

⑫ Int. Cl.³
F 16 H 9/12
11/06

識別記号
厅内整理番号
7127-3 J

⑬ 公開 昭和59年(1984)9月26日
発明の数 1
審査請求 未請求

(全 7 頁)

⑭ Vベルト伝動式自動変速機

⑮ 特 願 昭58—43215
⑯ 出 願 昭58(1983)3月17日
⑰ 発明者 宮崎国男

富士見市針ヶ谷111-10
⑱ 出願人 本田技研工業株式会社
東京都渋谷区神宮前6丁目27番
8号
⑲ 代理人 弁理士 江原望 外1名

明細書

1. 発明の名称 Vベルト伝動式自動変速機

2. 特許請求の範囲

ウエイトに働く遠心力により駆動側Vブーリの両ブーリフェイス側面間の間隔が低速状態で広く高速状態で狭くなるVベルト伝動式自動変速機において、前記駆動側Vブーリのブーリフェイスを駆動軸に対し回転方向にもかつ軸方向にも相対的に移動可能に嵌合し、該ブーリフェイスおよび駆動軸のいずれか一方にガイド溝を形成するとともに他方に該ガイド溝と係合する突起を一体に突設したことを特徴とするVベルト伝動式自動変速機。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、自動二輪車等に用いられるVベルト伝動式自動変速機に関するものである。

従来のVベルト伝動式自動変速機においては、第1図に図示されるように、駆動軸01にVブーリの固定フェイス02とランププレート04とが一体に嵌合され、Vブーリの可動フェイス03は軸方向に移動しうるが周方向には駆動軸01と一緒に

となつて回転しうるよう同駆動軸01に嵌合され、同可動フェイス03とランププレート04間にウエイトローラ05が介装され、従動スリープ06にVブーリの固定フェイス07が一体に嵌合されるとともに、Vブーリの可動フェイス08が軸方向に移動しうるが周方向には従動スリープ06と一緒に回転しうるに同従動スリープ06に嵌合され、同可動フェイス08はコイルスプリング09のばね力で固定フェイス07に接近するよう圧迫され、前記駆動側Vブーリのフェイス02、03と従動側Vブーリのフェイス07、08との間にVベルト010が架渡されている。

また前記自動変速機においては、ウエイトローラ05が接する可動フェイス03とランププレート04の相对する面は、母線が直線状の円錐面に形成されており、駆動軸01が停止または低速回転している状態では、ウエイトローラ05は最も駆動軸01の中心寄りに位置して、可動フェイス03は固定フェイス02より離れ、Vベルト010の駆動側弯曲半径が小さく、かつ従動側弯曲半径

が大きく、従つて変速比が最大となり、駆動軸 01 の回転速度が増加するにつれて、ウエイトローラ 05 は漸次駆動軸 01 の中心より離れて、可動フェイス 03 は駆動軸 01とともに、回転しながら軸方向へ移動して固定フェイス 02 に接近し、V ベルト 010 の駆動側歯曲半径が大きくなるとともに従動側歯曲半径が小さくなり、変速比が小さくなるようになつてゐる。

この場合、駆動軸 01 の回転数 N_1 と従動スリープ 06 の回転数 N_2 とは、第 2 図に図示されるような関係を有している。

即ち A の変速比一定領域では、ウエイトローラ 05 に働く遠心力による可動フェイス 03 を固定フェイス 02 に接近させようとする推力で V ベルト 010 の駆動側歯曲半径を大きくしようとする力よりも、コイルスプリング 09 の設定ばね力で V ベルト 010 の従動側歯曲半径を大きくしようとする力の方が大きいため、V ベルト 010 の駆動側歯曲半径が最小でかつ従動側歯曲半径が最大となつて、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ が最大となる。

- 3 -

を適宜変更することにより変速点 B、D を与えることができるが、変速比変化領域 C における変速比の特性を自由に変えることは困難であつた。

本発明は、このような難点を克服した V ベルト伝動式自動変速機の改良に係り、その目的とする処は、所要の伝達特性が得られる小形軽量の V ベルト伝動式自動変速機を供する点にある。

以下第 3 図ないし第 5 図に図示された本発明の一実施例について説明する。

1 はスクータ型自動二輪車で、同自動二輪車 1 の後部において、スイング式パワーユニット 5 の前部は、リンク 3 を介してフレーム 2 に上下へ摆動自在に枢支され、同パワーユニット 5 の後部は、緩衝器 4 を介してフレーム 2 に枢支されている。

またパワーユニット 5 では、エンジン 6 と伝動ケース 7 が一体的に構成されており、伝動ケース 7 の後部に枢支された後車輪 33 はエンジン 6 の動力で回転駆動されるようになつてゐる。

さらにエンジン 6 のクランクシャフト 8 は前記伝動ケース 7 内の前部に突出され、クランクシャ

そして変速点 D に達すると、前記バランスが崩れ、駆動軸 01 の回転数 N_1 の増大によるウエイトローラ 05 の遠心力の増加で V ベルト 010 の駆動側歯曲半径が大きくなるとともに従動側歯曲半径が小さくなり、従動スリープ 06 の回転数 N_2 が大幅に増大し、C の変速比変化領域に入る。この変速比変化領域 C では、前記駆動側歯曲半径の増大と従動側歯曲半径の減少で、変速比が小さくなるようになつてゐる。

さらに変速点 D に達すると、ウエイトローラ 05 が回転中心よりも最も遠く離れ、V ベルト 010 の駆動側歯曲半径が最大となるとともに、従動側歯曲半径が最小となり、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ が最小となる。

さらに変速点 D を越えて駆動軸 01 の回転数 N_1 が増加しても、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ は最小のまま變らず、この変速比で従動スリープ 06 が回転する。

第 1 図に図示された従来の V ベルト伝動自動変速機では、ウエイトローラ 05 の質量、可動フェイス 03 ならびにランプブレート 04 の傾斜角度、コイルスプリング 09 のばね特性、設定ばね力等

- 4 -

フト 8 には、ランプブレート 9 が一体に嵌合されるとともに、ドライブフェイスボス 10 およびドライブ固定フェイス 11 がナット 12 の締付けにより同シャフト 8 に一体に嵌合されている。

さらにまた前記ドライブフェイスボス 10 にドライブ可動フェイス 13 が回転方向にも軸方向にも移動自在に嵌合され、同ドライブ可動フェイス 13 の円筒部 13a には第 5 図に図示されるような形状のガイド溝 13b が形成され、同ガイド溝 13b を貫通して前記ドライブフェイスボス 10 にピン 14 が嵌合されている。

しかも前記クランクシャフト 8 とドライブフェイスボス 10 との嵌合部にグリス溜め 15 が形成されるとともに、同グリス溜め 15 とドライブフェイスボス 10 の外周部とに亘り孔 16 が形成され、前記ドライブフェイスボス 10 とドライブ可動フェイス 13 との嵌合部両側縫にオイルシール 17 が介装され、さらにドライブ可動フェイス 13 の円筒部 13a の外周に O リング 18 を介してシールスリープ 19 が嵌合されており、前記グリス溜め 15 に注入されたグリー

- 5 -

-286-

- 6 -

スは外部へ漏出することなくピン14とガイド溝13bとの摩擦軽減に役立つようになつてゐる。

また前記ドライブ可動フェイス13の表面13aとランププレート9の内面9aとの間で周方向へ亘り一定間隔毎にウエイトローラ20が介装されてゐる。

さらに伝動ケース7の後部に回転自在に枢支されたドリブンシャフト21にボス22が回転自在に嵌合され、同ボス22にドリブン固定フェイス23が一体に嵌着されている。

さらにまたボス22にドリブンカム24が遊嵌され、同ドリブンカム24にドリブン可動フェイス25が一体に嵌着され、前記ドリブンカム24に設けられた軸方向のカム溝24aを貫通してボス22にピン26が嵌着されており、ドリブンカム24およびドリブン可動フェイス25はカム溝24aに案内されてボス22に対して相対的に軸方向へ移動されるようになつてゐる。

またボス22にクラツチインナープレート28がナット35により一体に嵌着され、ドリブン可動フェ

- 7 -

るいは低速回転している状態では、圧縮コイルスプリング27のばね力によりドリブン可動フェイス25がドリブン固定フェイス23に押付けられ、ドリブンブーリに巻付けられるVベルト34の巻付け半径が最大となるとともに、ウエイトローラ20はクランクシャフト8の回転中心に最も接近したドライブ可動フェイス円筒部13aの外周面に接触してドライブ可動フェイス13はドライブ固定フェイス11より最も離れ、ドライブブーリに巻付けられるVベルト34の巻付け半径は最小となり、その結果、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ 最大となる。

次にエンジン1の回転数が増加するに伴ないウエイトローラ20に働く遠心力 $m r \omega^2$ (m : ウエイトローラ20の質量、 r : クランクシャフト8の中心軸とウエイトローラ20の中心との間の距離、 ω : クランクシャフト8の回転角速度) が増大し、第6図から明らかなように、

$$\gamma = K \cdot \frac{m r \omega^2}{(\tan \alpha + \tan \beta)}$$

ただし α : 可動フェイス13の裏面傾斜角

β : ランププレート9の傾斜角

イス25とクラツチインナープレート28とに圧縮コイルスプリング27が介装され、同クラツチインナープレート28に遠心クラツチシュー29が振動自在に枢滑され、同遠心クラツチシュー29を回繞するようになつて形成されたクラツチアウター30はナット36によりドリブンシャフト21に一体に嵌着されている。

さらにドリブンシャフト21は減速ギヤ装置31を介して後車軸32に連結され、同後車軸32に後車輪33が一体に取付けられている。

さらにまた前記ドライブフェイス11、13とドリブンフェイス23、25と共にVベルト34が架渡されている。

しかして前記ドライブ可動フェイス13の円筒部13aに形成されたガイド溝13bは、第5図に図示されるように、ランププレート9の側から固定フェイス11側に向いクランクシャフト8の回転方向に沿つて斜め方向に指向している。

第3図ないし第5図に図示の実施例は前記したように構成されているので、エンジン1が停止す

- 8 -

るドライブ固定フェイス11に向う軸方向力 F_x が作用する。

この軸方向力 F_x の増加によりVベルト34に働く張力が増大し、ドリブン側の固定フェイス23と可動フェイス25との間隔を広げる力が両フェイス23、25に作用するが、両フェイス23、25の間隔を狭めようとする圧縮コイルスプリング27のばね力に打勝つ迄は、前記した最大変速比でドリブン側に動力が伝達される。

このウエイトローラ20の遠心力増大によるドリブン側フェイス23、25を広げる力が圧縮コイルスプリング27のばね力に打勝つと（第7図においてB:変速点）、ドリブン側フェイス23、25間の間隔が広がるとともにドライブ側フェイス11、13間の間隔が狭くなり、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ は減少し始める。

この場合、クランクシャフト8およびドライブフェイスボス10は第5図で反時計方向に回転しているため、第8図に図示されるようにピン14よりドライブ可動フェイス13のガイド溝13bの側面にクランクシャフト8の回転方向に沿つた回転力 F_y

- 9 -

-287-

-10-

が加えられ、ガイド溝13の傾斜により軸方向力 Q が可動フェイス13に加えられる。この軸方向力 Q はウエイトローラ20の遠心力による軸方向力 F を相殺するため、ウエイトローラ20の遠心力の増大による変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の減少の割合は、ガイド溝13が軸と平行な場合に比べて緩やかとなり、第7図に図示されるドライブ側回転数 N_1 とドリブン側回転数 N_2 の変化の関係を示した変速比変化領域 C における曲線の勾配は右上りとなる。

またドライブ側の可動フェイス13のガイド溝13にピン14を係合させたため、ドリブン側の可動フェイスのガイド溝にピンを係合させたものに比べてガイド溝13およびピン14に働くトルクが小さく、従つてガイド溝13内をピン14が軽快に移動し、変速比が円滑に変化し易い。

さらにガイド溝13とピン14はドライブ側に配置されているため、ガイド溝13とピン14とに働くトルク変化が少なく、ドライブ側回転数 N_1 の変化に一義的に対応してドリブン側回転数 N_2 が変化しうる。

-11-

の形状を変えることにより、ウエイト質量やその他を変更することなく、変速比が変化する変速域の特性を自由に変えることができる。

また本発明においては、通常トルクの小さな駆動側に前記ガイド溝とピンとを設けたため、前記変速比の変化を円滑に行なわせることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は従来のVベルト伝動式自動変速機の縦断平面図、第2図は同変速機の変速特性を図示した特性図、第3図は本発明に係るVベルト伝動式自動変速機の一実施例を備えたスクータ型自動二輪車の要部側面図、第4図は同実施例を図示した縦断平面図、第5図は同実施例の要部斜視図、第6図はウエイトローラの遠心力による軸方向力を図示した説明図、第7図は前記実施例の変速特性を図示した特性図、第8図は同実施例においてガイド溝が傾斜したために生ずる軸方向力を図示した説明図、第9図は他の実施例の要部平面図、第10図は同実施例の変速特性を図示した特性図、第11図はさらに他の実施例の要部平面図、第12図は

前記実施例におけるガイド溝13の傾斜方向を逆にすれば、第7図の点線で図示されるように、ドライブ側回転数 N_1 の変化に対応してドリブン側回転数 N_2 は変化する。

またガイド溝13の形状を第9図の実線および点線で図示するように形成すれば第10図の実線および点線で図示されるような変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の特性が得られ、さらにガイド溝13の形状を第11図の実線および点線で図示するように形成すれば、第12図の実線および点線で図示するような変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の特性が得られる。

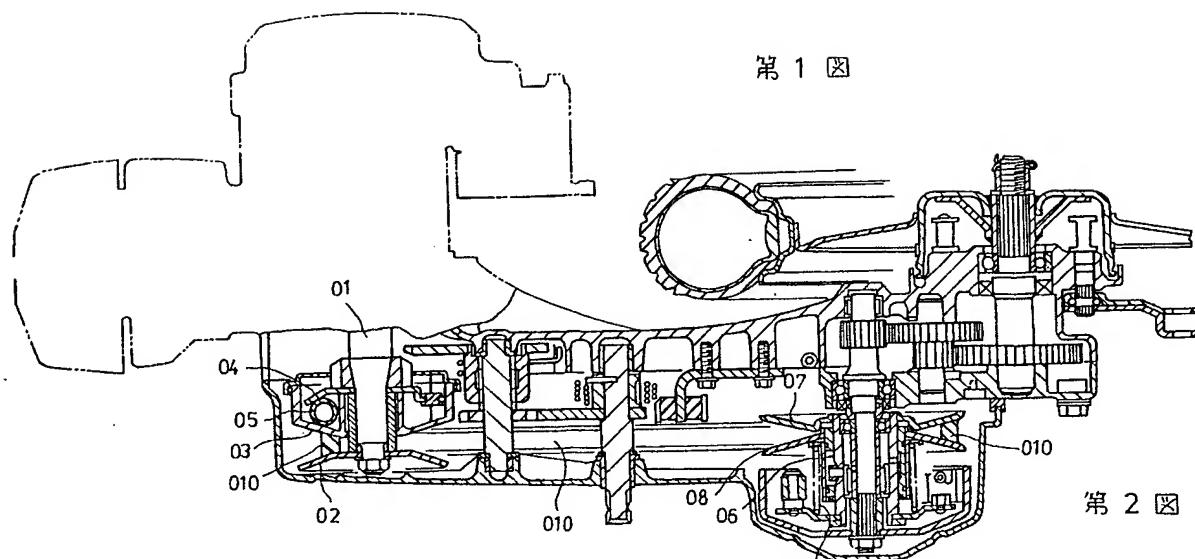
このように本発明では、ウエイトに働く遠心力により駆動側Vブーリの両ブーリフェイス側面間の間隔が低速状態で広く高速状態で狭くなるVベルト伝動式自動変速機において、前記駆動側Vブーリのブーリフェイスを駆動軸に対し回転方向にもかつ軸方向にも相対的に移動可能に嵌装し、該ブーリフェイスおよび駆動軸のいずれか一方にガイド溝を形成するとともに他方に該ガイド溝と係合する突起を一体に突設したため、前記ガイド溝

-12-

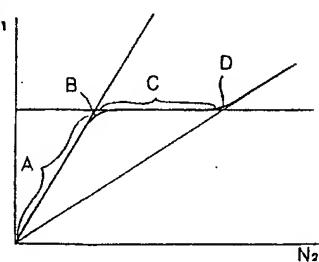
同実施例の変速特性を図示した特性図である。
 1…スクータ型自動二輪車、2…フレーム、3…リンク、4…緩衝器、5…スイング式パワーユニット、6…エンジン、7…伝動ケース、8…クラシックシャフト、9…ランププレート、10…ドライブフェイスボス、11…ドライブ固定フェイス、12…ナット、13…ドライブ可動フェイス、14…ピン、15…クリス溜め、16…孔、17…オイルシール、18…Oリング、19…シールスリーブ、20…ウエイトローラ、21…ドリブンシャフト、22…ボス、23…ドリブン固定フェイス、24…ドリブンカム、25…ドリブン可動フェイス、26…ピン、27…圧縮コイルスプリング、28…クラッチインナーブレート、29…遠心クラッチシュー、30…クラッチアウター、31…減速ギヤ装置、32…後車軸、33…後車輪、34…Vベルト、35…ナット。

代理人 弁理士 江原 望
外 1 名

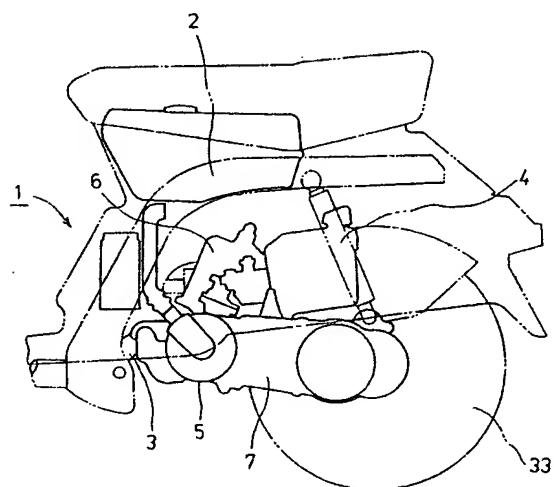
第1図

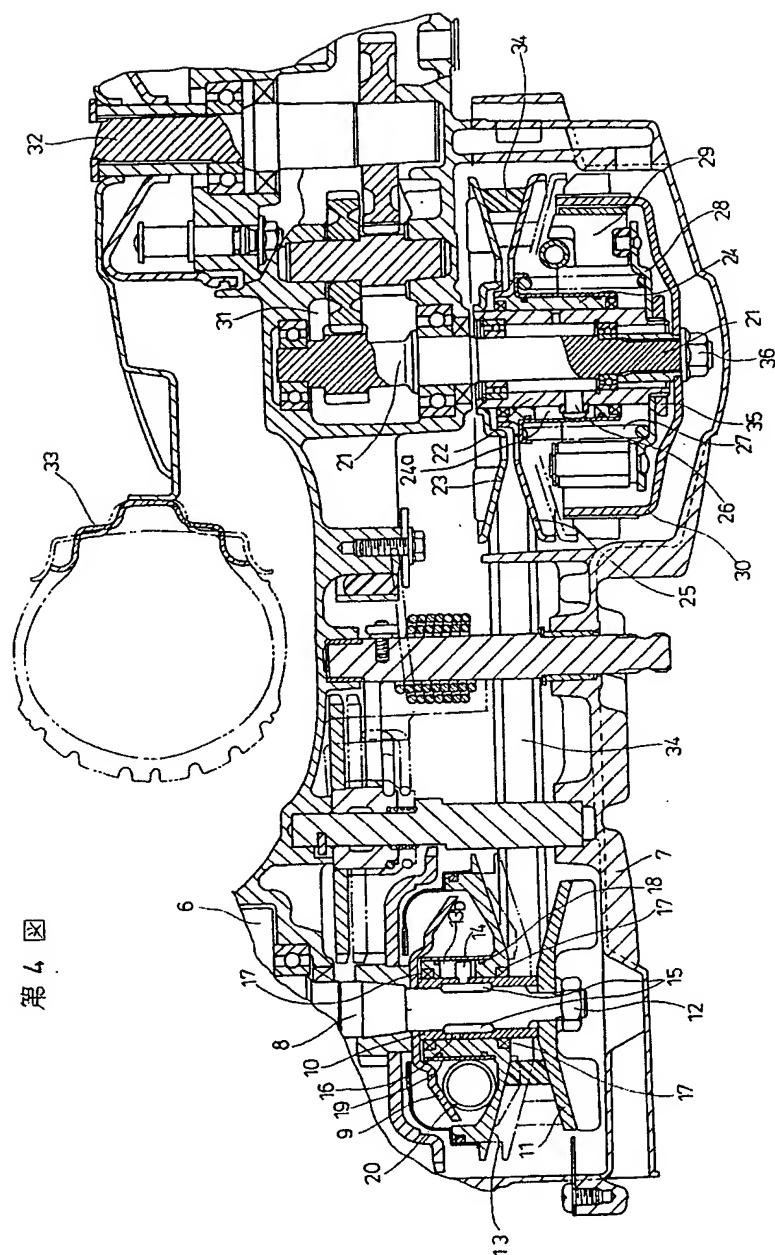


第2図



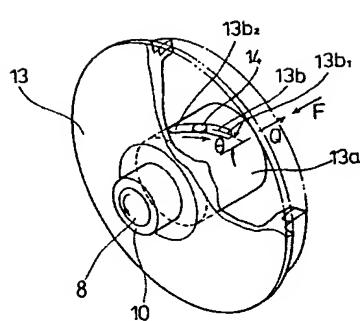
第3図



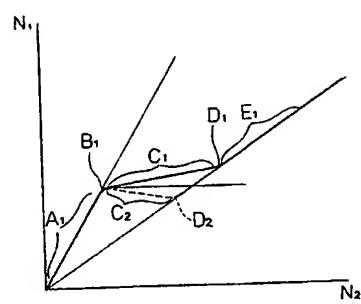


四六

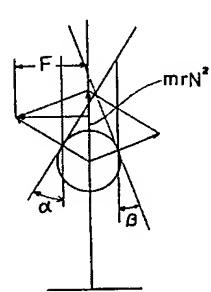
第5図



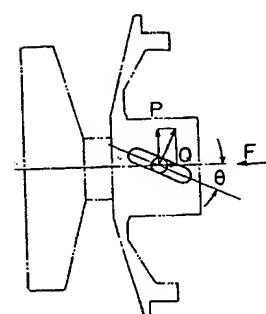
第7図



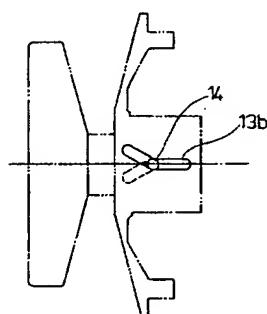
第6図



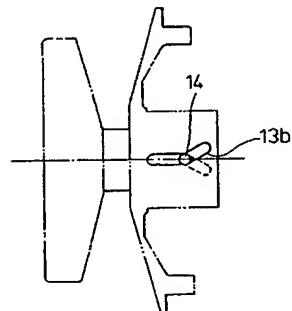
第8図



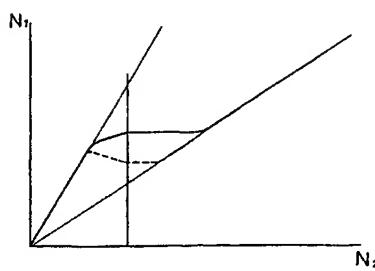
第9図



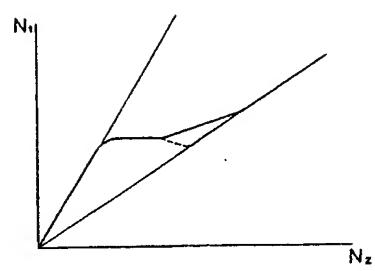
第11図



第10図



第12図



PAT-NO: JP359170552A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 59170552 A

TITLE: V-BELT TRANSMISSION TYPE AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: September 26, 1984

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MIYAZAKI, KUNIO

INT-CL (IPC): F16H009/12, F16H011/06

US-CL-CURRENT: 474/13

ABSTRACT:

PURPOSE: To realize arbitrary setting of characteristics in speed change zone by a structure wherein the movable face of a driving side pulley is fitted onto a driving shaft so as to be able to shift in both the directions of rotation and of axis relative to the driving shaft and yet the shifting is performed through the engagement of a pin with a guide groove.

CONSTITUTION: When the rotational frequency of an engine is raised from the running state at low speed, the centrifugal force acting on a weight roller 20 increases, resulting in increasing an axial force F directed towards the driving fixed face 11 of a driving side pulley. When the tension acting on a V-belt 34 increases due to said increase of the force F, the distance between the fixed and movable faces (not shown) of a driven side pulley is widened, while the distance between the fixed and movable faces 11 and 13 of the driving side pulley is narrowed, resulting in starting to reduce the transmission ratio. In addition, at this time, because of the fitting of a pin 14, which is protrudedly provided on a boss 10 fitted onto a crankshaft 8, in a guide groove 13b arranged on the movable face 13, an axial force Q acts on the movable face 13 and consequently the change of the transmission ratio is performed smoothly.

COPYRIGHT: (C)1984,JPO&Japio

----- KWIC -----

Document Identifier - DID (1):

JP 59170552 A